

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Přesouvací a nadzvedávací zařízení sekce mechanizované  
výztuže pro hlubinné dobývání

Moving and Lifting Device of the Mechanized Support  
Section for Underground Mining

Student:

Pavel Boháč

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2015

## Zadání bakalářské práce

Student: **Pavel Boháč**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení  
Téma: Přesouvací a nadzvedávací zařízení sekce mechanizované výztuže pro  
hlubinné dobývání  
Moving and Lifting Device of the Mechanized Support Section for  
Underground Mining

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte zařízení pro přesouvání a nadzvedávání sekce mechanizované výztuže v hlubinném dobývání. Provozní specifikace a parametry budou upřesněny na základě podkladů firmy Ostroj a.s. Zpracujte vlastní konstrukční návrh v podobě 3D modelu. Provedte pevnostní kontrolu vybraných uzlů. Zpracujte výkresovou dokumentaci (rozsah určí vedoucí práce).

### Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8  
KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3  
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1  
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18. 5. 2015




.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3)
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18. 5. 2015



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Pavel Boháč

Adresa trvalého pobytu studenta:

Pivovarská 686, Hradec nad  
Moravicí, 747 41

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

BOHÁČ, P. *Přesouvací a nadzvedávací zařízení sekce mechanizované výztuže pro hlubinné dobývání: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 51 s. Vedoucí práce: Kubín, T.

Bakalářská práce se zabývá návrhem nového přesouvacího a nadzvedávacího zařízení pro sekce mechanizované výztuže dle zadaných požadavků. V úvodní části je popsána specifikace mechanizované výztuže a její funkční využití. V další části jsou definovány funkční vlastnosti těchto zařízení a jednotlivé typy přesouvacích a nadzvedávacích zařízení. V následující kapitole jsou popsány jednotlivé konstrukční uzly navržené sestavy a výpočtová část. Ve výpočtové části je provedena kontrola hydraulických válců, čepového uložení, šroubového spojení a v neposlední řadě kontrola přesouvacího zařízení. Práce dále obsahuje výkresovou dokumentaci.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

BOHÁČ, P. *Moving and Lifting Device of the Mechanized Support Section for Underground Mining: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Designing, 2015, 51 p. Thesis head: Kubín, T.

This bachelor thesis is focused on a new moving and lifting device for sections of the mechanical reinforcement according to defined specifications. The first part explains the specification of mechanical reinforcement and its function usage. Next part contains definitions of function properties and types of moving and lifting devices. Following there are definitions of the construction junctions of designed assembly and calculation part. The calculation contains hydraulic pistons control, control of trunnion fixation, screw connections and moving device. This thesis also contains drawing documentation.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	7
Úvod.....	10
1. Mechanizovaná výztuž .....	11
1.1 Přesouvací zařízení.....	13
1.2 Nadzvedávací zařízení .....	17
2. Stanovení okrajových podmínek .....	21
3. Návrh konstrukce přesouvacího a nadzvedávacího zařízení .....	22
3.1 Základový rám .....	23
3.2 Přesouvací zařízení.....	24
3.3 Hydraulický válec č. 1.....	28
3.4 Hydraulický válec č. 2.....	33
4. Návrhové a kontrolní výpočty .....	35
4.1 Návrhový výpočet čepového spoje č. 1.....	35
4.2 Návrhový výpočet čepového spoje č. 2.....	38
4.3 Návrhový výpočet hydraulického válce č. 1 .....	40
4.4 Návrhový výpočet hydraulického válce č. 2 .....	42
4.5 Kontrola šroubového úchytu hydraulického válce č. 2.....	44
4.6 Kontrola přesouvacího zařízení.....	47
5. Závěr .....	50
6. Seznam použité literatury .....	52
7. Seznam příloh .....	53

## Seznam použitých značek a symbolů

$D_1$	vnitřní průměr válce č. 1	[mm]
$D_2$	vnitřní průměr válce č. 2	[mm]
$E$	modul pružnosti v tahu	[MPa]
$F_{celk}$	zatěžovací síla čepu	[N]
$F_o$	osová síla šroubu	[N]
$F_{p1}$	osová síla působící na šroub	[N]
$F_{skut.H1}$	skutečná síla válce č. 1	[N]
$F_{skut.H2}$	skutečná síla válce č. 2	[N]
$F_t$	tečná síla	[N]
$H$	výška základního trojúhelníka ISO	[mm]
$J_{z1}$	kvadratický moment průřezu č. 1	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{z2}$	kvadratický moment průřezu č. 2	[mm <sup>4</sup> ]
$M_k$	zatěžovací krouticí moment	[N.m]
$M_{oMAX1}$	maximální ohybový moment čepu č. 1	[N.mm]
$M_{oMAX2}$	maximální ohybový moment čepu č. 2	[N.mm]
$P$	rozteč	[mm]
$P_h$	stoupání	[mm]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$R_m$	mez pevnosti	[MPa]
$R_z$	zaoblení dne závitu	[mm]
$S_1$	plocha průřezu čepu č. 1	[mm <sup>2</sup> ]
$S_2$	plocha průřezu čepu č. 2	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{\check{c}1}$	střižná plocha čepu č. 1	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{\check{c}2}$	střižná plocha čepu č. 2	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{v1}$	plocha pístu č. 1	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{v2}$	plocha pístu č. 2	[mm <sup>2</sup> ]
$W_k$	modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$a_1$	šířka konzoly č. 1	[mm]
$a_2$	šířka hydraulického oka č. 1	[mm]

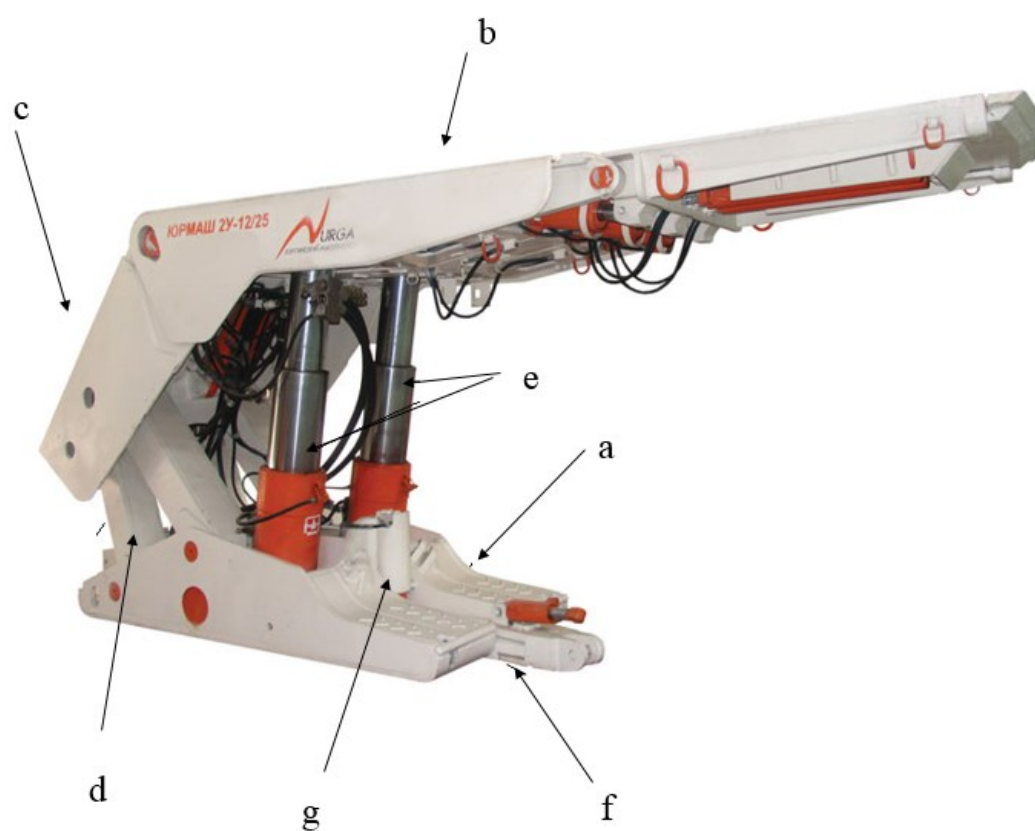
$b_1$	šířka konzoly č. 2	[mm]
$b_2$	šířka hydraulického oka č. 2	[mm]
$d$	velký průměr závitu	[mm]
$d_2$	střední průměr závitu	[mm]
$d_3$	malý průměr závitu	[mm]
$d_{\check{c}1}$	průměr čepu č. 1	[mm]
$d_{\check{c}2}$	průměr čepu č. 2	[mm]
$d_{p1}$	nejmenší dovolený průměr pístnice č. 1	[mm]
$d_{p2}$	nejmenší dovolený průměr pístnice č. 2	[mm]
$d_{skut.H1}$	průměr pístu č. 1	[mm]
$d_{skut.H2}$	průměr pístu č. 2	[mm]
$d_{v1}$	průměr pístnice č. 1	[mm]
$d_{v2}$	průměr pístnice č. 2	[mm]
$f$	součinitel smykového tření	[-]
$f_z$	součinitel tření	[-]
$g$	gravitační konstanta	[m.s <sup>-2</sup> ]
$k$	mez prokluzu spojovaných součástí	[-]
$l_1$	délka prutu (pístnice) č. 1	[mm]
$l_2$	délka prutu (pístnice) č. 2	[mm]
$m$	hmotnost	[kg]
$p_1$	pracovní tlak č. 1	[MPa]
$p_2$	pracovní tlak č. 2	[MPa]
$p_{D1}$	dovolené otlačení čepu č. 1	[MPa]
$p_{D2}$	dovolené otlačení čepu č. 2	[MPa]
$p_{st1}$	stykový tlak čepu č. 1	[MPa]
$p_{st2}$	stykový tlak čepu č. 2	[MPa]
$t_1$	tloušťka dosedacích ploch čepu č. 1	[mm]
$t_2$	tloušťka dosedacích ploch čepu č. 1	[mm]
$t_{MIN1}$	minimální tloušťka stěny válce č. 1	[mm]
$t_{MIN2}$	minimální tloušťka stěny válce č. 2	[mm]
$\alpha$	úhel stoupání	[°]



$\lambda_1$	štíhlost prutu č. 1	[-]
$\lambda_2$	štíhlost prutu č. 2	[-]
$\lambda_{k1}$	kritická štíhlost č. 1	[-]
$\lambda_{k2}$	kritická štíhlost č. 2	[-]
$\sigma_{Dov.H1}$	dovolené napětí v ohybu válce č. 1	[MPa]
$\sigma_{Dov.H2}$	dovolené napětí v ohybu válce č. 2	[MPa]
$\sigma_{DOV.P.1}$	dovolené napětí v ohybu č. 1	[MPa]
$\sigma_{DOV.P.2}$	dovolené napětí v ohybu č. 2	[MPa]
$\sigma_{Dov1}$	dovolené napětí v ohybu čepu č. 1	[MPa]
$\sigma_{Dov2}$	dovolené napětí v ohybu čepu č. 2	[MPa]
$\sigma_{Dt}$	dovolené napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_t$	napětí v tahu	[MPa]
$\tau_{DO1}$	dovolené napětí ve střihu čepu č. 1	[MPa]
$\tau_{DO2}$	dovolené napětí ve střihu čepu č. 2	[MPa]
$\tau_K$	napětí v krutu	[MPa]
$\tau_{S1}$	smykové napětí čepu č. 1	[MPa]
$\varphi'$	úhel tření	[°]
$\psi$	úhel stoupání	[°]

## Úvod

Již od doby železné, kdy se lidstvo seznámilo s technikou tavení surového železa, vznikla potřeba získávat stále větší objemy černého uhlí, nejdříve z povrchových, později z hlubinných nalezišť. Tento vývoj znamenal potřebu používat dokonalejší stroje pro těžbu a lepší zabezpečení pracovního prostoru. V začátcích těžby se pro zabezpečení pracovního prostoru používaly dřevěné výztuhy, které byly později nahrazeny individuálními stojkami, ze kterých se vyvinuly mechanizované výztuže.



Obr. 1 Popis mechanizované výztuže [6]

- a) základový rám; b) stropnice; c) štít; d) táhla; e) hydraulické stojky; f) přesouvací zařízení;  
g) nadzvedávací zařízení

## 1. Mechanizovaná výztuž

Mechanizovaná výztuž v porubech hlubinných dolů je součástí dobývacího komplexu, který je obvykle tvořen dobývacím strojem, hřeblovým dopravníkem a výztuží. Je snahou, aby dobývací komplex měl co nejlepší provozní výsledky, což znamená, aby s co nejmenším vynaložením manuální práce vytěžil co největší množství rubaniny. Brzdou toho procesu byla individuální výztuž, která spotřebovala příliš mnoho času a fyzické námahy pro přesunutí do nové pracovní polohy a vytvoření nového pracovního prostoru v porubu [1].

Proto byla poprvé v 50. letech minulého století zkonstruována ve Velké Británii mechanizovaná výztuž a za 60 let své existence prodělala jednak bouřlivý vývoj, ale také prokázala, že má rozhodující pozitivní vliv na úroveň produktivity práce v hlubinných dolech. Aby však mohla dobře plnit své poslání v dobývacím komplexu, musí splňovat dokonale řadu funkcí, které jsou od ní očekávány [1].

Jsou to zejména:

- dobré krytí pracovního prostoru pro osádku porubu od stropu, závalu i pilíře,
- zachycení sil konvergujících nadložních vrstev
- přizpůsobení výšky výztuže dobývané mocnosti sloje při co největší výškové manévrovatelnosti
- po ukončení pracovního cyklu dobývacího stroje přesunutí výztuže do nové pracovní polohy
- přesunutí porubového dopravníku a dobývacího stroje do nové pracovní polohy

Všechny tyto pracovní úkony jsou prováděny hydraulicky, za pomoci hydraulických válců umístěných v konstrukci mechanizované výztuže, které jsou ovládány hydraulickými prvky, obvykle z jednoho místa. Výztuž se skládá z jednotlivých sekcí postavených vedle sebe po délce porubu [1].



Obr. 2 Těžba metodou longwall. Červená šipka označuje přesouvací zařízení, bílá nadzvedávací zařízení [7]

Než se dostaneme k vypracování vlastního konstrukčního řešení přesouvacího a nadzvedávacího zařízení, je potřeba se zabývat analýzou, kteří výrobci na trhu působí. Z mého průzkumu jsem zjistil, že se na trhu nachází mnoho velkých světových výrobců mechanizovaných výztuží a někteří tito výrobci jsou schopni dodat „na klíč“ celkové technické vybavení pro důlní těžbu, od dobývacích strojů, hřeblových dopravníků, mechanizovaných výztuží, až po odvětrávací zařízení. A to vše na přání zákazníka a konkrétní hornicko – geologických podmínek.

Při mém průzkumu trhu s mechanizovanými výztužemi, jsem narazil na různá konstrukční řešení, která se liší podle výrobce. Nedá se konkrétně říci, že by některá tato konstrukční řešení byla špatná. Pouze si každý z výrobců zvolil podle svého to nejvhodnější přesouvací a nadzvedávací zařízení, které se nejlépe hodí pro jeho vyráběný základový rám, popřípadě nejlépe zapadá do jeho technického vybavení.

## 1.1 Přesouvací zařízení

Přesouvací zařízení je důležitou součástí mechanizované výztuže, sloužící u všech výztuží k těmto základním funkcím [2]:

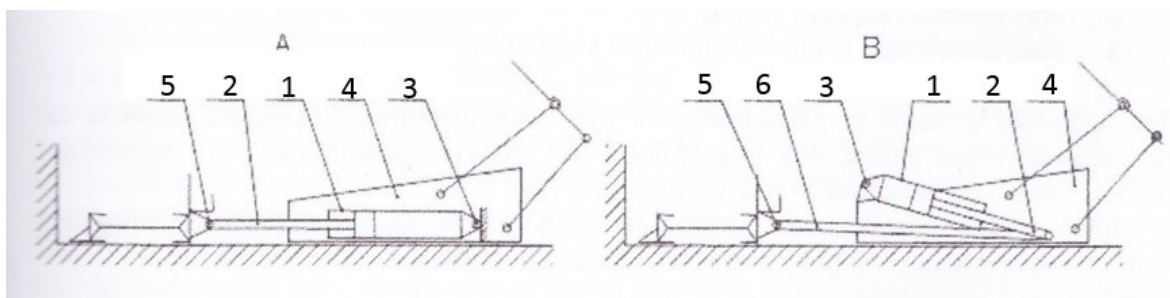
- přesunutí sekce výztuže
- přesunutí dopravníku
- udržení dopravníku v přesunuté poloze

V pluhových dobývacích komplexech navíc [2]:

- k vyvození stálého přtlaku dopravníku na pilíř

Přesouvací zařízení je obvykle jednou částí připojeno k sekci výztuže a druhou k dopravníku. Skládá se z hydraulického válce a soustavy táhel. V provozu je běžně užíván název přesouvací nosník. Jsou dva druhy přesouvacího zařízení v závislosti na způsobu působení hydraulického válce [2]:

- působící přímo
- nepřímo působící.



Obr. 3 Přesouvací zařízení mechanizované výztuže

A – přímo působící, B – nepřímo působící

1) hydraulický válec; 2) pístnice hydraulického válce; 3) úchyt válce na rámu výztuže; 4) rám výztuže; 5) úchyt přesouvacího zařízení dopravníku; 6) táhla přesouvacího zařízení

U přímo působícího přesouvacího zařízení je pístnice hydraulického válce spojena s úchytem na dopravníku. Mezi úchyt na pístnici a dopravník může být také uložen nástavec pístnice [2].

U nepřímo působícího přesouvacího zařízení je plášť hydraulického válce otočně spojen s rámem sekce výztuže a pístnice se závalovou stranou táhel přesouvacího zařízení, která má druhou stranu spojenou s dopravníkem. Tímto dochází k opačnému působení hydraulického válce [2].

Přímo působící zařízení je jednodušší, má však proti nepřímo působícímu zejména tu nevýhodu, že v tom směru, kde je potřebná větší síla (pro přesouvání sekce výztuže), je využívána menší činná plocha hydraulického válce. Pro udržení přesunutého dopravníku v požadované poloze je strana hydraulického válce pro přesunutí dopravníku hydraulicky zablokována jednosměrným hydraulickým zámkem [2].

Pro spojení přesouvacího zařízení a dopravníku slouží úchyt k dopravníku. Běžně se používají dva typy úchytů k dopravníku, otočný a pevný. Otočný úchyt k dopravníku (obr. 6 a 7) je vhodnější používat při větších podélných sklonech porubové stěny v podmínkách, kdy dochází k „ujíždění“ dopravníku.

Pevný kryt k dopravníku je vhodnější používat při menších podélných sklonech porubové stěny. Pevné spojení úchytu k přesouvacímu zařízení rovněž svou silou „kotví“ dopravník. Dvěma stupni volnosti při uchycení k dopravníku zabráňujeme poškození úchytu k dopravníku. Použití určitých typů úchytů k dopravníku je závislé na hornicko- geologických podmínkách a technologických zvyklostech při těžbě.

## Typy přesouvacích zařízení

Jelikož jedním z hlavních cílů této bakalářské práce je konstrukce přesouvacího zařízení, uvedu zde několik firemních konstrukčních řešení vybraných výrobců. Každý z výrobců má své specifické konstrukční řešení daného zařízení.

### Rozdělení přesouvacích zařízení

Existují tři způsoby, jakými je možné realizovat vlastní přesouvání:

- přesouvání sekce jako celku
- přesouvání poloviny podélně rozdělené sekce
- přesouvání poloviny příčně rozdělené sekce

Mezi nejčastěji používaná přesouvací řešení patří přesouvání celé sekce jako celku, tímto přesouváním odpadá problém s dodržením kompaktnosti a celistvosti rámu a také dochází ke zjednodušení směrování a vedení.

V současné době dochází k dobývání uhelných slojí v mocnostech do 6 metrů a v tomto prostředí by nešlo konstrukčně navrhnout kompaktnost celého rámu jako celku při přesouvání poloviny výztuže. Z tohoto důvodu větší část výrobců mechanizovaných výztuží upřednostňuje právě tento způsob řešení konstrukce. Přesouvání poloviny podélně rozdělené výztuže se používá pouze u chodbového kotvení.



Obr. 4 Přesouvací zařízení firmy Becker - Warkop Sp. z o.o. [10]



Obr. 5 Přesouvací zařízení firmy Ostroj a.s. [9]



Obr. 6 Přesouvací zařízení firmy YUMZ [11]





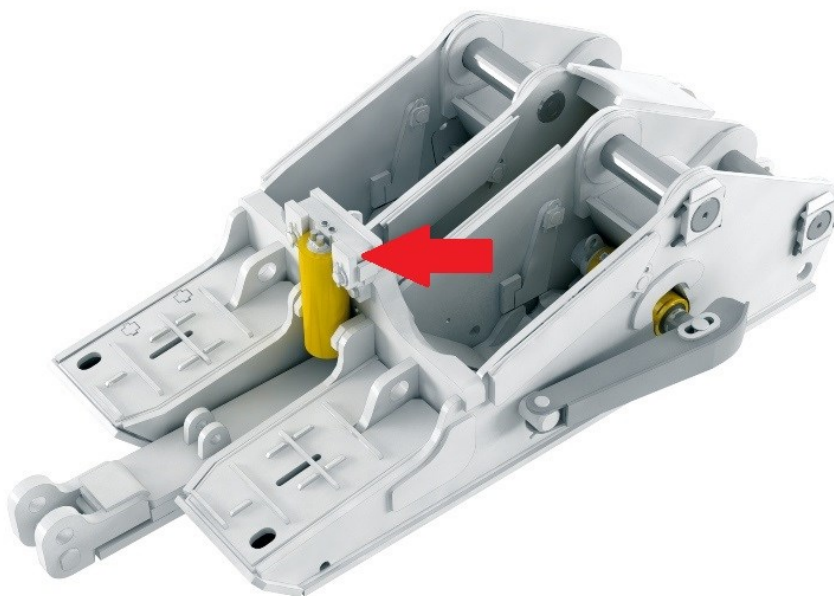
Obr. 7 Přesouvací zařízení slovenské firmy BME [12]

Jak můžeme vidět, každý z výrobců používá své specifické konstrukční řešení, které je řešeno vždy s objednavatelem mechanizovaných výztuží, popřípadě celý dobývacích komplexů. Výrobce jako takový, je schopen maximálně vyjít vstříc zákazníkovi a najít optimální řešení dle jeho provozních parametrů.

## 1.2 Nadzvedávací zařízení

Zvedací zařízení rámu výztuže slouží k usnadnění přesouvání sekce výztuže, zejména v mocných slojích s bořivou počvou. U těchto výztuží se často stává, že špička rámu, kde je největší měrný tlak na počvu, se zaboří do počvy a bez zvedacího zařízení by přesunutí sekce bylo velmi obtížné [2].

Při upnutí sekci je rám na počvě a hydraulický válec je zasunut. Při přesouvání sekce se pístnice hydraulického válce vysune, opře se o táhlo přesouvacího zařízení a tím zvedne přední část rámu. V této poloze je sekce výztuže přesouvána do nové pracovní polohy. Po celou dobu přesouvání se otočná nebo kluzná část posouvá po táhle přesouvacího zařízení. Po ustavení sekce do nové polohy, se působení hydraulického válce přeruší a rám se opře o počvu. Hydraulický válec je dvojčinný, s jednosměrným hydraulickým zámkem [2].



Obr. 8 Nadzvedávací zařízení [8]

## Typy nadzvedávacích zařízení

Dalším cílem bakalářské práce je konstrukční řešení nadzvedávacího zařízení důlní sekce. I zde si můžeme povšimnout, že se v konstrukčním řešení nacházejí různá řešení. Rozdílná řešení jsou způsobena jednak firemními zvyklostmi a jednak velikostí a hmotností dané sekce, kterou budeme muset nadzvednout



Obr. 9 Nadzvedávací zařízení firmy CAT [13]

Ve firmě CAT použili pro nadzvedávání dvojčinný hydraulický válec, který se vysouvá vzhůru proti tzv. mostu. Jedná se o mohutnější sekci, její hmotnost dosahuje cca 40 tun. To znamená, že pro nadzvednutí sekce je potřeba hydraulický válec, který dokáže zvednout dvojnásobnou hmotnost z důvodu možného zaboření rámu do počvy.

Při druhém řešení je nadzvedávací válec méně robustní. Je to především způsobeno tím, že celá sekce má nižší hmotnost. Hydraulický dvojčinný válec se nevysouvá proti mostu, ale jeho síla přímo působí na přesouvací zařízení.



Obr. 10 Nadzvedávací zařízení firmy Becker - Warkop Sp. z o.o. [10]

Další možností je, že hydraulický dvojčinný hydraulický válec má na svém plášti přivařeny úchyty, které jsou poté šrouby připevněny k základovému rámu.



Obr. 11 Nadzvedávací zařízení s přivařenými úchyty [14]

## 2. Stanovení okrajových podmínek

V této kapitole se budu zabývat specifikací okrajových podmínek a základních parametrů. Jako první si vytvoříme požadavkový list, ve kterém si přesně nadefinujeme požadavky, které musí přesouvací a nadzvedávací zařízení splňovat a také různá přání zákazníka, která by měla být splněna, ale není to bezpodmínečně nutné pro činnost daného zařízení. Přesouvací a nadzvedávací zařízení navrhuji pro mechanizovanou výztuž o hmotnosti 20 000 kg, u které je výškový pracovní rozsah od 1 400 mm do 3 200 mm.

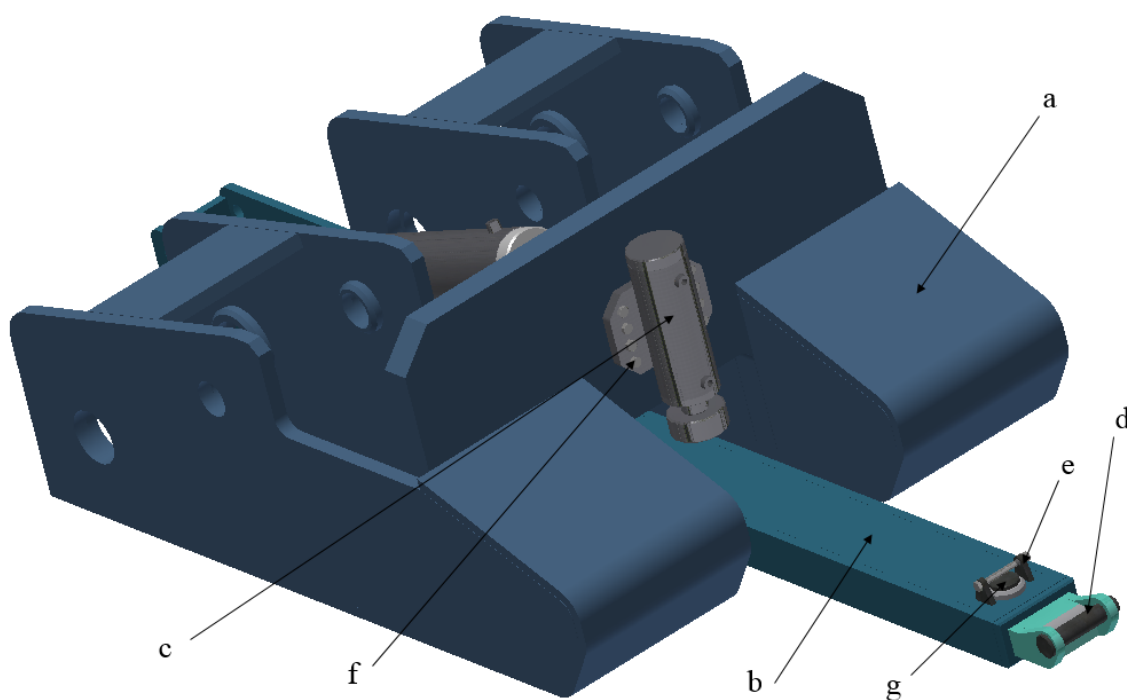
### Požadavkový list

	Požadavek	Podmínka/Přání
1	ocelová konstrukce	podmínka
2	univerzálnost - konstrukce pro více typu základového rámu	přání
3	nízká hmotnost (do 1000 kg)	přání
4	nízké pořizovací náklady	podmínka
5	použití co nejvíce normalizovaných dílů	přání
6	odolnost vůči prachu	podmínka
7	odolnost vůči olejům a jiným kapalinám	podmínka
8	snadná přeprava	podmínka
9	snadná montáž	přání
10	nízké provozní náklady	přání
11	odolnost vůči extrémním důlním klimatickým podmínkám	podmínka
12	dlouhá životnost (min. 15 let)	přání
13	minimální údržba	přání
14	pohon - hydraulický	podmínka
15	krok sekce (800 mm)	podmínka
16	rozsah nadzvedávacího zařízení (250 mm)	podmínka

### 3. Návrh konstrukce přesouvacího a nadzvedávacího zařízení

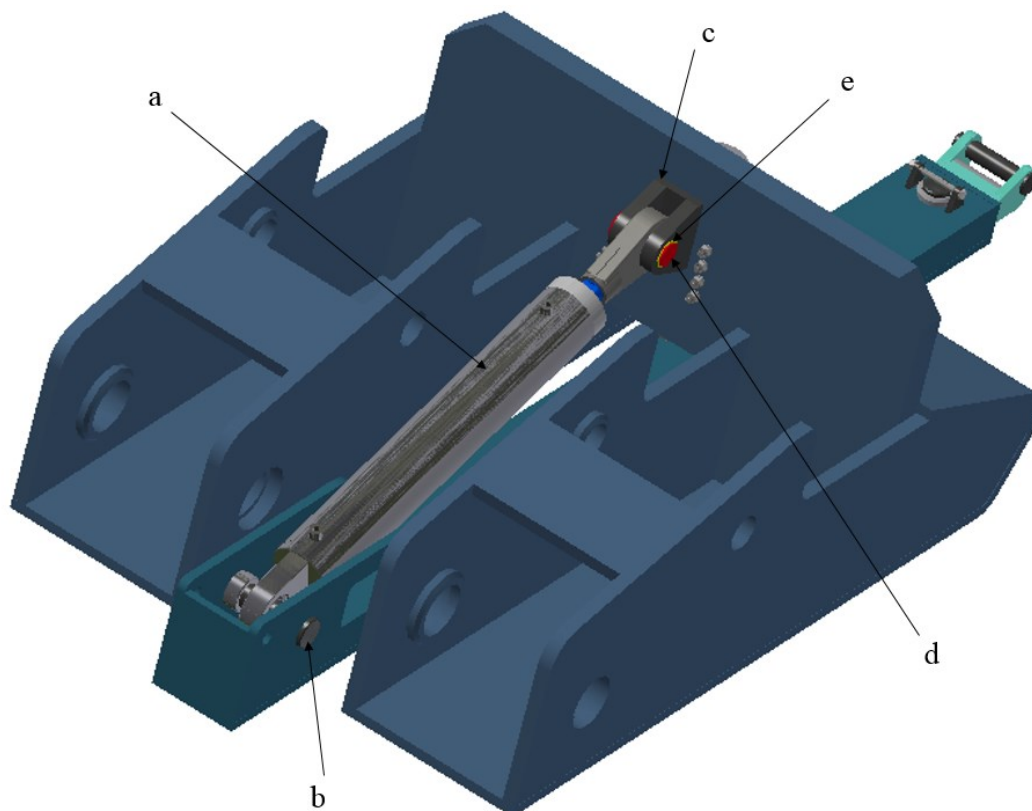
V této kapitole jsou popsány jednotlivé díly a sestavy, které jsou součástí bakalářské práce. Jedná se o přesouvací zařízení, nadzvedávací zařízení a hydraulický válec. Díly a sestavy, které vznikly jako konstrukční řešení, budou dále rozpracovány v jednotlivých podkapitolách a dále specifikovány.

Celková hmotnost jedné sekce důlní mechanizované výztuže dosahuje hmotnosti 20 000 kg a její výškové rozpětí se pohybuje v rozmezí od 1 400 do 3 200 mm. Tyto parametry mi byly zadány ve společnosti Ostroj a.s. Přiváděný pracovní tlak pro hydraulické zařízení činí 32 MPa. Jednotlivá hydraulická zařízení, jsou napájena z centrálního místa.



Obr. 12 Model sestavy zepředu

- a) základový rám; b) přesouvací zařízení; c) nadzvedávací zařízení; d) úchyt  
dopravníku; e) pojištění čepu; f) šroub M18; g) čep č. 3



Obr. 13 Model sestavy zezadu

a) hydraulický válec; b) čep č. 2; c) pojistný kroužek; d) čep č. 1; e) konzola

### 3.1 Základový rám

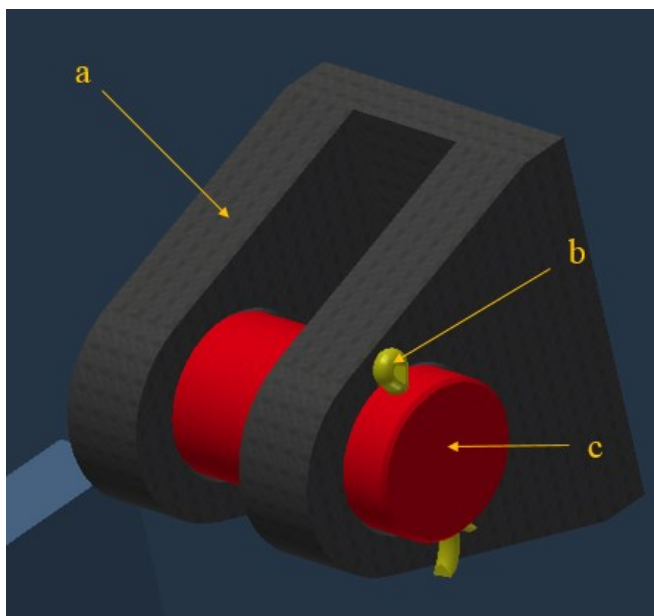
Přesouvací a nadzvedávací zařízení je konstruováno jako univerzální. Není tedy primárně určeno ke konkrétnímu základovému rámu. Konstrukce těchto zařízení vychází z přibližných prostorových možností různých základových ráků od odlišných výrobců. Z velké části platí, že základový rám pomyslně rozdělíme na 3 stejně široké díly. Dva krajní díly představují lyžiny základového rámu. Následná třetina je určena pro umístění přesouvacího zařízení.

Základový rám, který je možno vidět na obrázku č. 12, slouží primárně k názorné ukázce, aby i člověk, který nevidí do této problematiky, si mohl představit, jak je přesouvací a nadzvedávací zařízení uchyceno k tomu rámu.

## Čep č. 1

Čep č. 1 je použit pro spojení konzoly, která je přivařena k základovému rámu a oku hydraulického válce. Průměr tohoto čepu je 80 mm a délka 162 mm. Konec toho čepu je opatřen dírou, do které je umístěna závlačka ČSN EN ISO 1234 10 x 96. Materiál čepu jsem zvolil ocel 42CrMo4 u kterého je mez kluzu  $R_{e \min} = 650 \text{ MPa}$  a mez pevnosti  $R_m = 900 - 1\,100 \text{ MPa}$ .

Dle výpočtu níže, zvolený čep vyhovuje konstrukčním požadavkům.



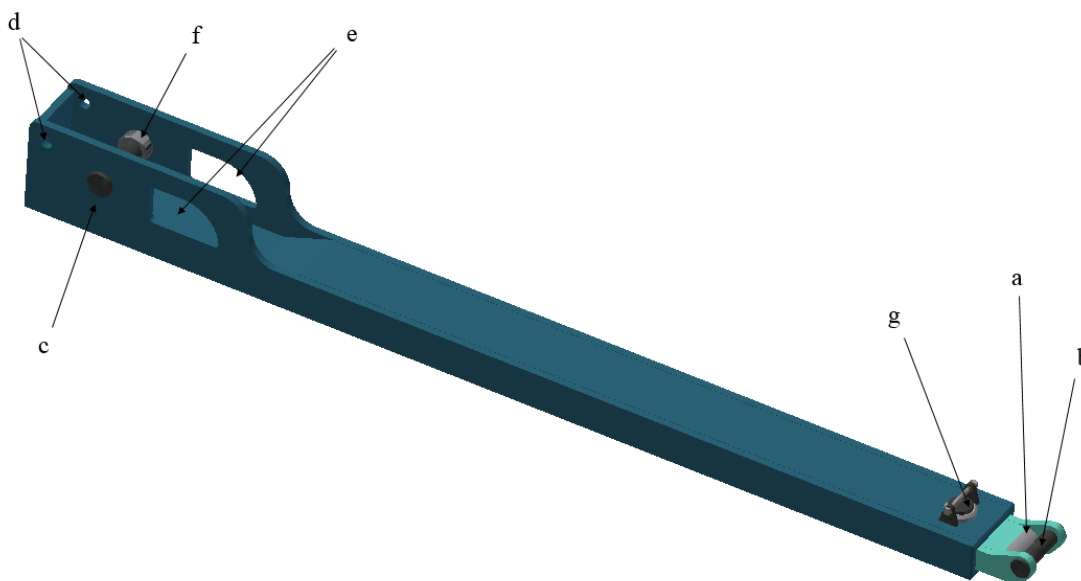
Obr. 14 Konzola s čepem č. 1

a) konzola; b) závlačka; c) čep č. 1

## 3.2 Přesouvací zařízení

Přesouvací zařízení představuje v mé sestavě hmotnostně nejtěžší kus. Jedná se o svařenec, který je široký 250 mm, dlouhý 3 225 mm a vysoký 325 mm. Tloušťka použitého plechu je 25 mm. Materiál je ocel S690QL s mechanickými vlastnostmi: mez pevnosti  $R_m = 770 - 940 \text{ MPa}$  a mez kluzu  $R_{e \min} = 690 \text{ MPa}$ .





Obr. 15 Přesouvací zařízení

- a) úchyt dopravníku; b) čep č. 4; c) čep č. 2; d) otvory pro přepravu e) otvory pro snížení hmotnosti; f) podpěra; g) čep č. 3

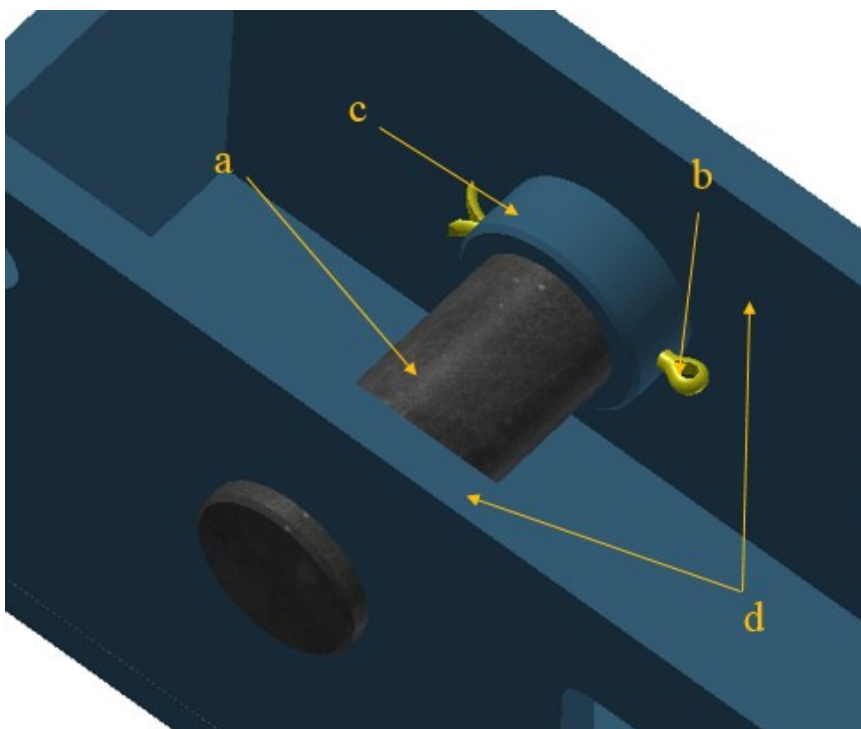
Přesouvací zařízení se skládá z dvou bočnic, spodní a horní části, zadní části a v neposlední řadě také s čelního rámečku. V horním levém rohu jsou umístěny otvory, které slouží pro snadnější přepravu tohoto zařízení.

Pro svaření volím metodu MIG/MAG neboli obloukové svařování tavící se elektrodou v inertním/aktivním plynu.

## Čep č. 2

Čep č. 2 je použit pro spojení víka hydraulického válce s přesouvacím zařízením. Průměr čepu je zvolen 80 mm s délkou 257 mm. V čepu je díra pro umístění závlačky skrze přivařené oko. Materiál čepu jsem zvolil ocel 42CrMo4. Na čepový spoj jsem nepoužil normalizovaný čep, ale nechal jsem vyrobit svůj vlastní na zakázku. Tento čep byl zvolen dle návrhového výpočtu, který lze nalézt v kapitole návrhové výpočty.

Aby byla zvýšená opěrná plocha čepu č. 2 a nespočívalo vzniklé napětí jen na tloušťce bočnice, která má tloušťku 25 mm, jsou k této bočnici přivařena oka o délce 40 mm. Tímto se celková opěrná plocha zvětšuje z 2 x 25 mm na 2 x 65 mm.



Obr. 16 Čep č. 2

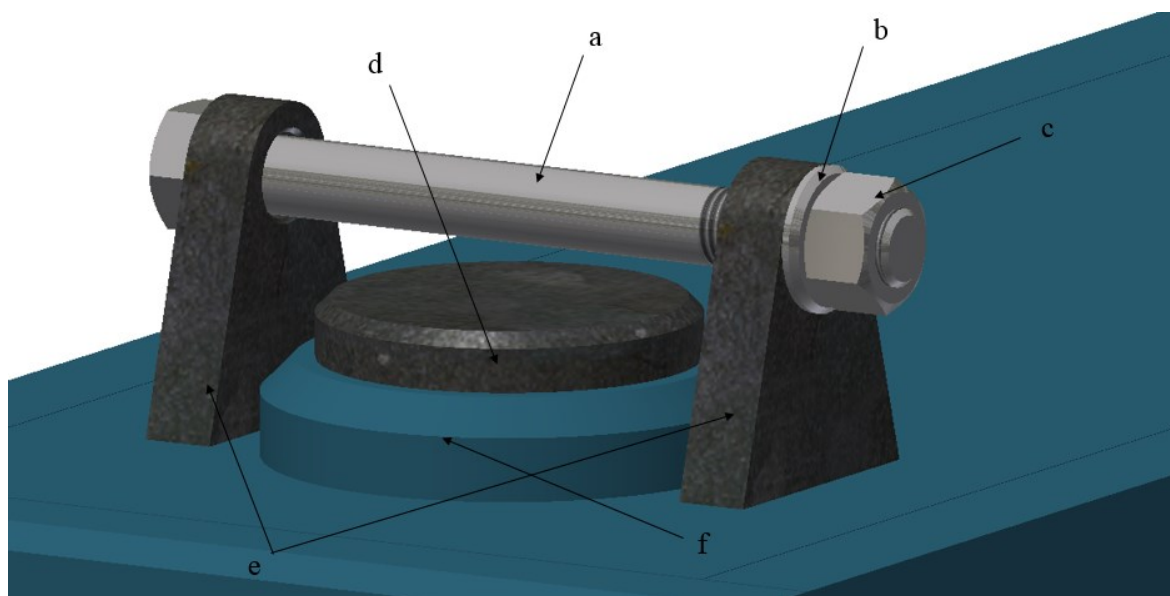
a) čep č. 2; b) závlačka; c) přivařené oko; d) bočnice

### Čep č. 3

Jedná se o axiální čep, který prochází skrze přesouvací zařízení. Jeho umístění je ve vzdálenosti 115 mm od čelního rámečku a slouží k fixaci úchyty dopravníku. Použil jsem normalizovaný čep o rozměrech 60 x 160 ISO 2341.

Aby bylo zamezeno vypadnutí čepu z přesouvacího zařízení, jsou k přesouvacímu zařízení přivařeny dvě konzoly s otvorem pro vsunutí šroubu ve výšce 50 mm, otvor má  $\varnothing 20$  mm. Šroub velikosti M18 je prostrčen těmito otvory a zajištěn podložkou s maticí. Šroub prochází nad hlavou čepu a složí jako doraz v případě, že by čep měl tendenci vypadnout.

U toho čepu nemohlo být použito závlačky, z důvodu špatné dostupnosti ze spodní strany přesouvacího zařízení, nerovnostem a nečistotám, které jsou na počvě, či by mohlo dojít k vypadnutí, či částečnému vysunutí při přesouvání přesouvacího zařízení. Tím, by mohlo dojít ke značnému namáhání čepu.



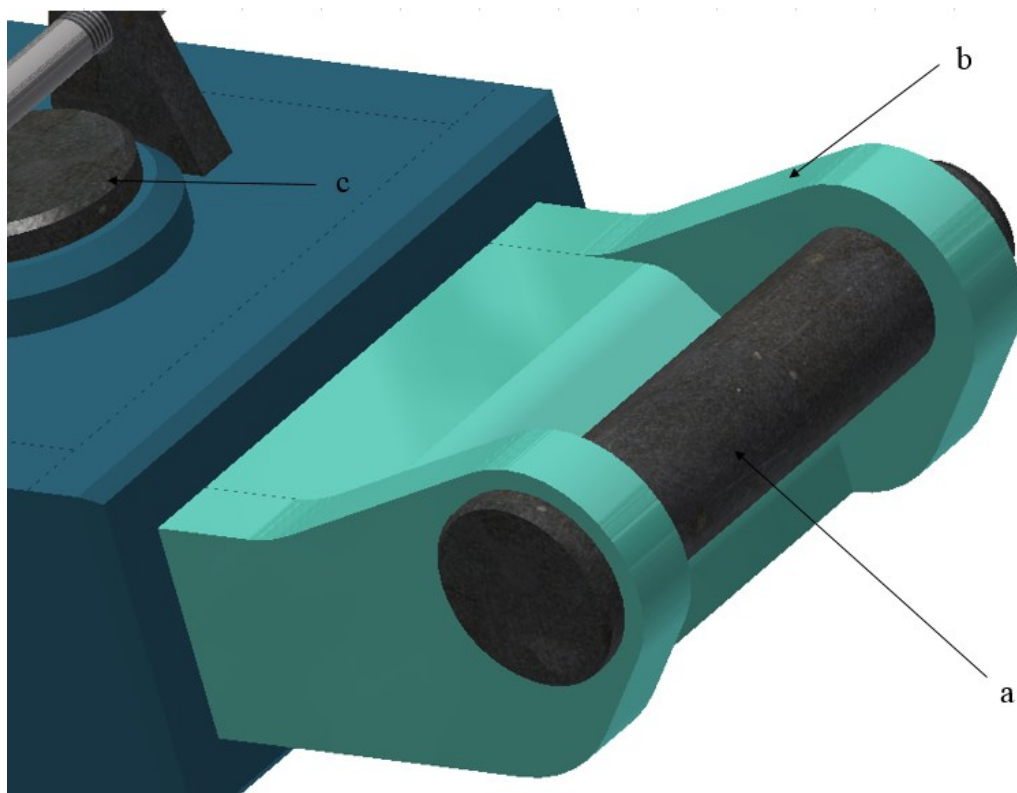
Obr. 17 Pojištění čepu č. 3

a) šroub M18; b) podložka; c) matice M18; d) čep č. 3; e) konzoly; f) kroužek

V důlním prostředí není moc vhodné použití jakýchkoliv závitu z důvodu nečistot, vlhkosti a zvýšené koroze, které poté znemožňují povolení takového závitu. V našem případě si toto zajištění ale můžeme dovolit, vzhledem k tomu, že se nachází v místě, kde nedochází k tak markantnímu znečištění od směsi prachu a vody.

## Úchyt dopravníku

Tento úchyt tvoří mezikus mezi přesouvacím zařízením a hřeblovým dopravníkem. Průměr čepu č. 4 je 50 mm s délkou 210 mm. Úchyt je vyroben ze tří kusů ( 2x bočnice a kostka s dírou na čep), které spolu tvoří svařenec. Materiál, který jsem použil pro tuto svařovanou sestavu je ocel S960QL, který má mez kluzu  $R_e = 960$  MPa. Prostor mezi bočnicemi, které jsou tloušťky 25 mm, činí 150 mm.

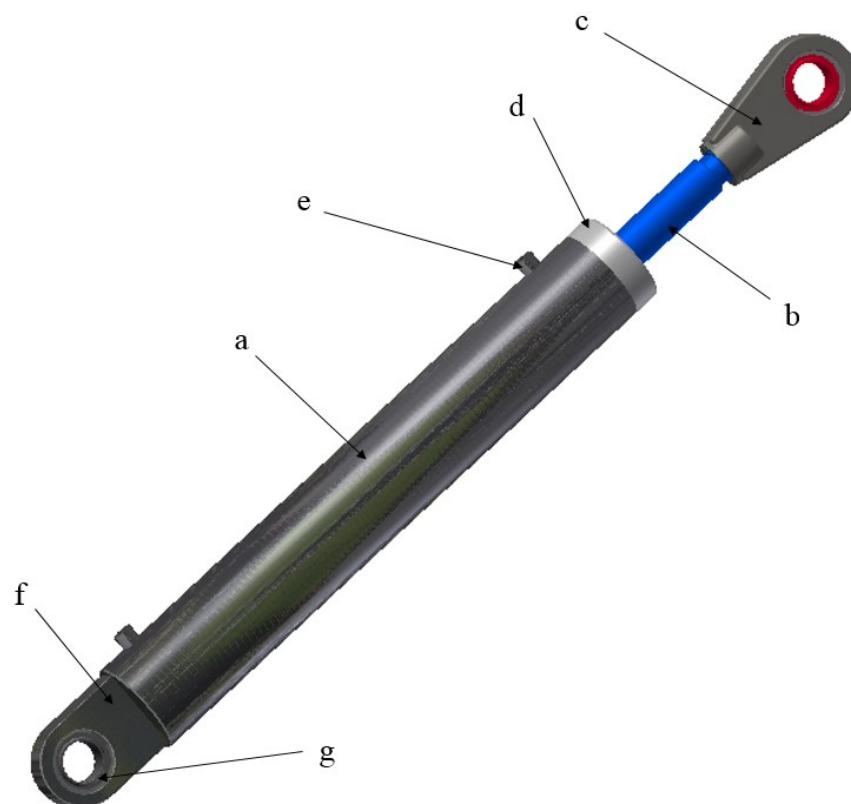


Obr. 18 Úchyt k dopravníku

a) čep č. 4; b) úchyt dopravníku; c) čep č. 3

### 3.3 Hydraulický válec č. 1

Pro potřeby bakalářské práce jsem si navrhl vlastní hydraulický válec, který musel splňovat pracovní tlak 32 MPa (pro těžké provozní podmínky). A maximální pracovní rozsah musel představovat 800 mm. Což je jeden krok sekce, neboli posunutí hřeblového dopravníku o 800 mm od přisunuté mechanizované výztuže. Mnou navržený hydraulický válec můžete vidět na obrázku č. 18.



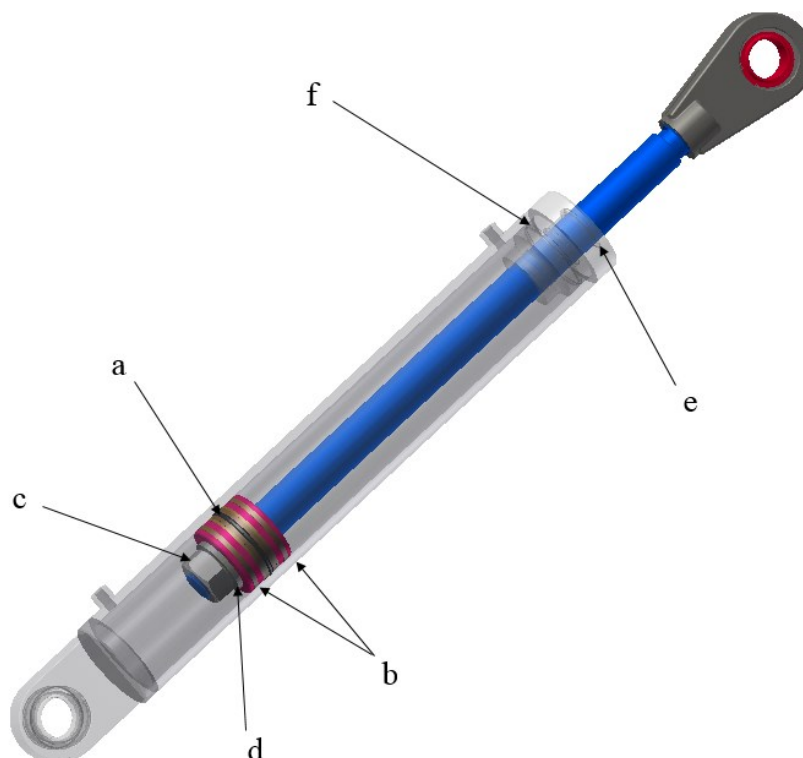
Obr. 19 Hydraulický válec č. 1

- a) plášť (trubka); b) pístnice; c) oko; d) víko válce; e) hrdlo (vstup);  
f) víko válce; g) kloubové ložisko

Hydraulický válec zajišťuje kinematiku celého přesouvacího zařízení. Oko na pístnici je začepováno do konzoly, která je přivařena k základovému rámu. Přesněji k mostu základového rámu. Oko na plášti válce je začepováno k přesouvacímu zařízení.

K utěsnění tohoto válce byly použity těsnící segmenty od firmy HENNLICH s.r.o., jednalo se o pístní těsnění, označené v katalogu K 64 o velikosti  $\varnothing D_1 = 140$  mm, které je vhodné pro středně těžké podmínky a jednodílné pístní konstrukce. Dalším těsnícím segmentem jsou vodící pásky, které jsou umístěny jednak na pístu, ale i na víku válce. Jejich katalogové číslo je F 506, a jsou vhodné pro nejtěžší zatížení v hydraulice. Materiál je z tvrzené tkaniny.

Dále v hydraulickém válci nalezneme statická těsnění označená jako Typ 155. Stírací kroužek A 335, který stírá olej z povrchu pístnice při jejím vysouvání a zamezuje unikání oleje z obvodu do okolí a následným ekologickým zátěží. Posledním těsněním, které můžeme v hydraulickém válci nalézt je pístnicové těsnění označené jako S 653 o průměru 70 mm.



Obr. 20 Hydraulický válec č. 1

- a) pístové těsnění K 64; b) vodící pásky; c) matice M56; d) podložka ISO 7089 56;  
e) stírací kroužek A 335; f) statické těsnění Typ 155

## Trubka hydraulického válce

Plášť (trubka) hydraulického válce má délku 1 046 mm. S vnitřním průměrem 140 mm. Vnější průměr byl navolen 170 mm. Tloušťka stěny válce dosahuje 15 mm. Při kontrolním výpočtu jsem došel k výsledku, že minimální tloušťka stěny válce musí být alespoň 12,72 mm.

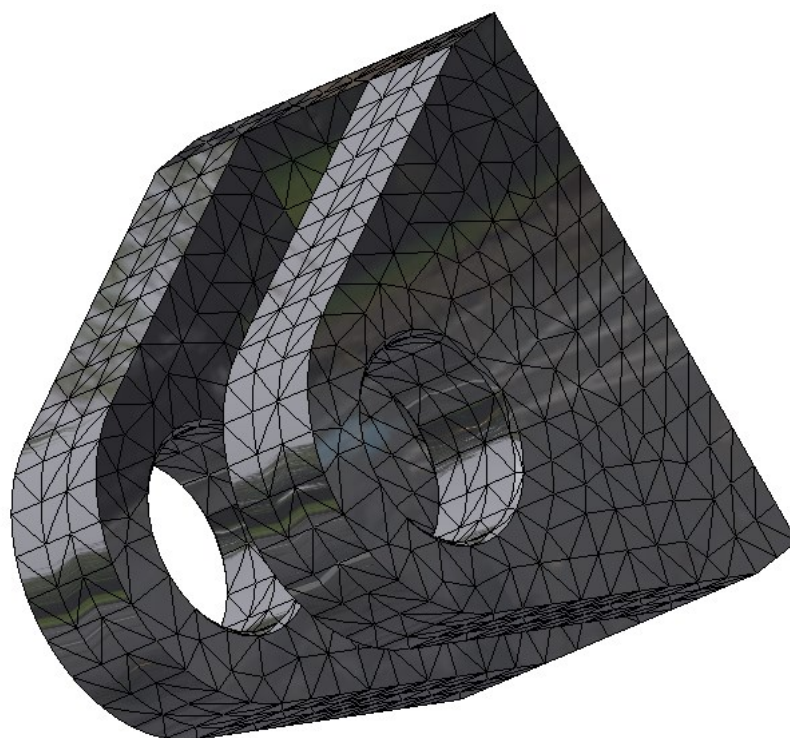
Trubku volím z katalogu firmy HYDRAULICS s.r.o., která na trh dodává přesné trubky pro hydraulické válce. Trubka je v provedení jako bezešvá, válcovaná za tepla, materiál je ST52 DIN2448, mechanické vlastnosti jsou následující: mez pevnosti  $R_m = 550 - 650$  MPa, mez kluzu  $R_{e\ min} = 355$  MPa. Vnitřní průměr je honován na toleranci H8.

## Konzola

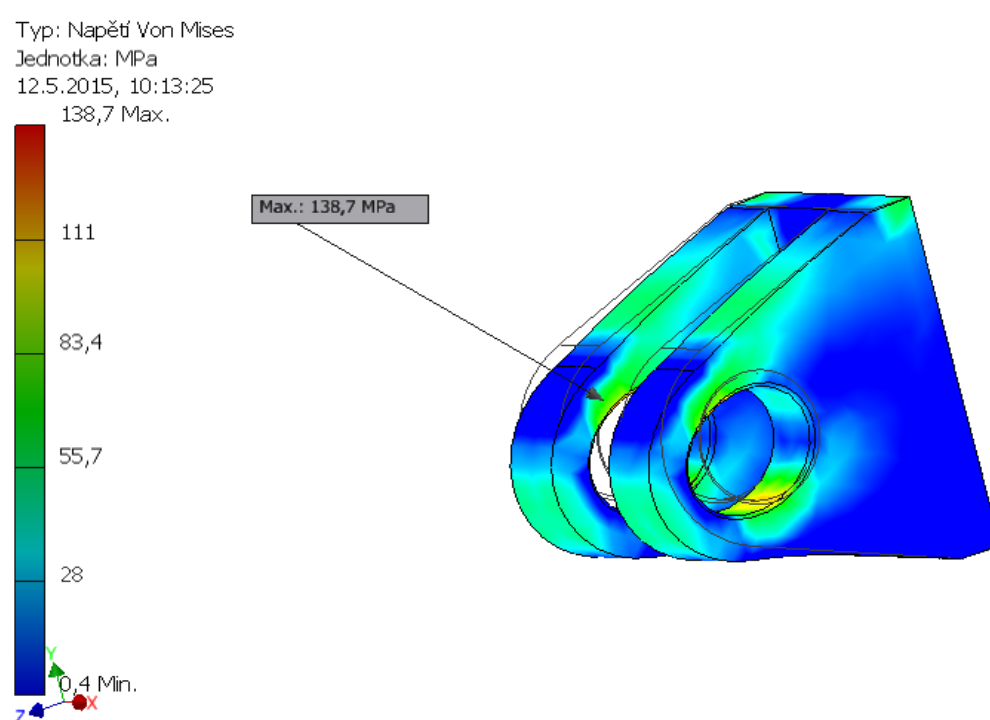
Pro uložení čepu, kterým prochází oko pístnice hydraulického válce, jsem si zvolil vidlicovou konzolu. Její rozměry jsou následující, výška 185 mm, šířka 200 mm a délka 185 mm. Z přední strany konzoly je vyvrtaná průchozí díra o průměru 70 mm, do které se zasune čep. Z každé strany je díra sražena  $2 \times 45^\circ$  pro lepší vložení čepu. Konzola bude přivařena k základovému rámu za pomoci metody MIG/MAG (131/135). Neboli obloukové svařování tavící se elektrodou v interním/aktivním plynu.

Konzolu podrobíme pevnostní analýze v programu Autodesk Inventor 2015. U součásti, kterou chci podrobit pevnostní analýze, přiřadím materiál. V našem případě se jedná o ocel 11 700 s mezí kluzu  $R_e = 345$ . Mým cílem je, aby bylo dosaženo minimální součinitel bezpečnosti  $k_s = 1,7$ .

Po přiřazení daného materiálu si nadefinujeme vazby, respektive stupně volnosti, ve kterých se může součást pohybovat. V našem případě dávám pevnou vazbu na zadní část, kde bude tato část přivařena k základovému rámu. Na díry v konzoli volím zatěžující sílu 400 000 N, která vznikne od působení hydraulického válce. A vytvořím síť modelu.



Obr. 21 Vytvořená síť konzoly



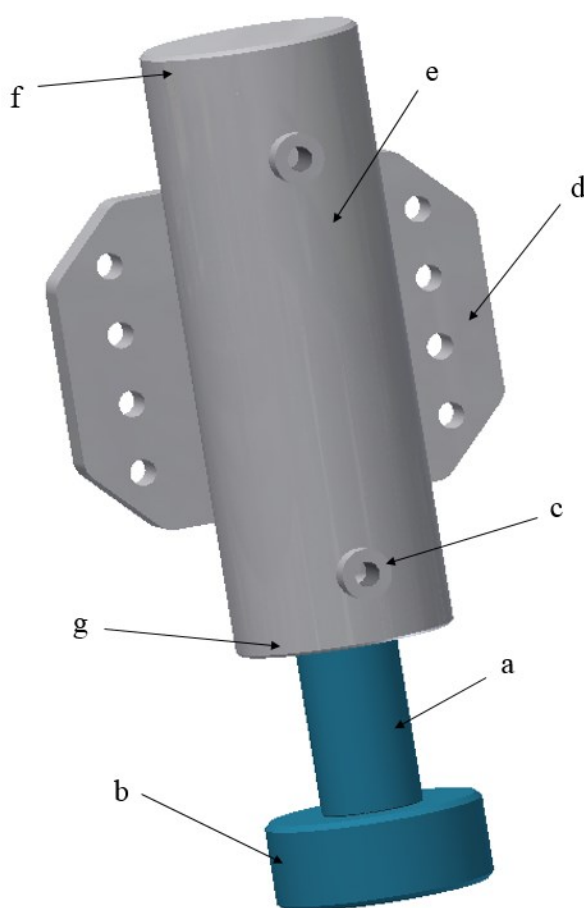
Obr. 22 Vidlicová konzola podrobena pevnostní analýze



Z výsledku pevnostní analýzy jsem se dozvěděl, že maximální napětí činí 138,7 MPa. Zvolil jsem ocel s  $R_e = 345$  MPa. Výsledný součinitel bezpečnost je  $k_s = 2,48$  [-]. Byla tedy splněna zadaná podmínka, že minimální součinitel bezpečnosti musí být 1,7 [-].

### 3.4 Hydraulický válec č. 2

Druhý hydraulický válec, který byl navrhnut, je válec pro nadzvedávací zařízení. Tento válec rovněž pracuje s tlakem 32 MPa. A to především z důvodu úspory dalšího hydraulického rozvodu s nižším tlakem, který by jednak byl nákladnější, ale také by zvýšil riziko poruchy takového okruhu. Maximální pracovní rozsah tohoto válce je 250 mm, což je dostatečný rozsah pro nadzvednutí zabořeného základového rámu do počvy.



Obr. 23 Nadzvedávací zařízení

a) pístnice; b) přípravek; c) hrdlo (vstupní); d) úchyt; e) plášť (trubka);  
f, g) víko

Tento válec musel být konstrukčně zpracován, protože žádný z výrobců nenabízel odpovídající katalogové řešení uchycení tohoto válce k základovému rámu mechanizované výztuže. V případě, že bychom si tento válec zakoupili z katalogu u některého z výrobců hydraulických válců, nemohli bychom k němu dodatečně přivařit úchyty, které jsou potřeba pro mnou navrhované konstrukční řešení. Plášť (trubka) hydraulického válce má délku 370 mm. Vnitřní průměr je 110 mm. Vnější průměr jsem zvolil 150 mm. Tloušťka stěny válce činí 20 mm. Při kontrolním výpočtu jsem došel k výsledku, že minimální tloušťka stěny válce musí být 12 mm.

Trubku volím znovu z katalogu firmy HYDRAULICS s.r.o., která jak bylo zmíněno výše, dodává na trh přesné trubky pro hydraulické válce. Trubka je v provedení jako bezešvá, válcovaná za tepla, materiál ST52 DIN2448, mechanické vlastnosti jsou: mez pevnosti  $R_m = 550 - 650 \text{ MPa}$ , mez kluzu  $R_{e \min} = 355 \text{ MPa}$ . Vnitřní průměr je honován na toleranci H8.

K hydraulickému válci budou po stranách přivařeny úchyty o tloušťce 30 mm, šířce 90 mm a výšce 230 mm, ve kterých bude 8 děr velikosti  $\varnothing 18,5$ , rozmístěných po 4 dírách na každé straně. K přichycení nadzvedávacího zařízení k základovému rámu budou použity šrouby o velikosti ČSN EN 24014 M18 x 2,5 x 140 - 10.9., mechanické vlastnosti jsou následující: mez pevnosti  $R_m = 1\,000 \text{ MPa}$  a mez kluzu  $R_{e \min} = 900 \text{ MPa}$ .

Na konci pístnice hydraulického válce je závit o velikosti M70 x 3 s délkou 30 mm. K tomuto závitu je přišroubován přípravek válcovitého tvaru. Tento přípravek slouží pro zvětšení plochy, kterou se tlačí na přesouvací zařízení při nadzvedávání a minimalizují se deformace od této síly způsobené.

K utěsnění toho válce bylo rovněž použito těsnících segmentů od firmy HENNLICH s.r.o., pouze se změnili rozměry daných těsnění, jinak druhy zůstaly zachovány.

## 4. Návrhové a kontrolní výpočty

### 4.1 Návrhový výpočet čepového spoje č. 1

Čep slouží pro uchycení hydraulického válce jednak k mostu základového rámu a jednak k uchycení přesouvacího zařízení. Materiál čepu jsem volil ocel 42CrMo4, která má mez kluzu  $R_{e\min} = 650$  MPa a mez pevnosti  $R_m = 900 - 1\,100$  MPa. Z této hodnoty vypočítám maximální možné napětí v ohybu  $\sigma_D$ , maximální smykové napětí  $\tau_D$  a maximální tlak  $p_{D1} = 90$  MPa volím dle použitého materiálu. Součinitel bezpečnosti  $k_s$  volím 2.

#### Dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{DO1} \cong \frac{0,6 \cdot R_m}{k_s} \quad (4.1)$$

$$\sigma_{DO1} \cong \frac{0,6 \cdot 1\,100}{2} = 330 \text{ [MPa]}$$

$\sigma_{DO1}$  [MPa] - dovolené napětí v ohybu čepu č. 1

$R_m$  [MPa] - mez pevnosti

$k_s$  [-] - součinitel bezpečnosti

#### Dovolené napětí ve střihu

$$\tau_{DO1} \cong 0,6 \cdot \frac{\sigma_{DO1}}{k_s} \quad (4.2)$$

$$\tau_{DO1} \cong 0,6 \cdot \frac{330}{2} = 99 \text{ [MPa]}$$

$\tau_{DO1}$  [MPa] - dovolené napětí ve střihu čepu č. 1

#### Výpočet zatěžující síly čepu

$$F_{\text{celk}} = m \cdot g \quad (4.3)$$

$$F_{\text{celk}} = 40\,000 \cdot 9,81 = 392\,400 \text{ [N]}$$

$F_{\text{celk}}$  [MPa] - zatěžovací síla čepu

$m$  [kg] - hmotnost

$g$  [m.s<sup>-2</sup>] - gravitační konstanta

Zatěžující sílu  $F_{\text{celk}}$  volím větší a to 400 000N.

### Maximální ohybový moment

$$M_{O_{MAX1}} = \frac{F_{celk}}{8} \cdot (2a_1 + b_1) \quad (4.4)$$

$$M_{O_{MAX1}} = \frac{400\,000}{8} \cdot (2 \cdot 40 + 60) = 7\,000\,000 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$M_{O_{MAX1}}$	[N.mm]	- maximální ohybový moment čepu č. 1
$a_1$	[mm]	- šířka konzoly č. 1
$b_1$	[mm]	- šířka hydraulického oka č. 1

### Návrh průměru čepu

$$\sigma_o = \frac{M_{O_{MAX1}}}{W_o} \leq \sigma_{D01} \quad (4.5)$$

$$\sigma_{D01} = \frac{M_{O_{MAX1}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^3}{32}} \Rightarrow d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O_{MAX1}}}{\pi \cdot \sigma_{D01}}}$$

$$d_{\check{c}1} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7\,000\,000}{\pi \cdot 330}} \geq 60 \text{ [mm]}$$

Volím průměr čepu  $d_{\check{c}1} = 80 \text{ mm}$ .

$d_{\check{c}1}$	[mm]	- průměr čepu č. 1
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	- průřezový modul v ohybu

### Kontrola čepu na otlačení

$$p_{st1a} = \frac{F_{celk}}{d_{\check{c}1} \cdot a_1} \leq p_{D1} \quad (4.6)$$

$$p_{st1a} = \frac{400\,000}{80 \cdot 80} \leq p_{D1}$$

$$62,5 \text{ [MPa]} \leq 90 \text{ [MPa]}$$

$p_{st1a}$	[MPa]	- stykový tlak čepu č. 1
$p_{D1}$	[MPa]	- dovolené otlačení čepu č. 1

$$p_{st1b} = \frac{F_{celk}}{d_{\check{c}1} \cdot b_1} \leq p_D \quad (4.7)$$

$$p_{st1b} = \frac{400\,000}{80 \cdot 60}$$

$$83,3 \text{ [MPa]} \leq 90 \text{ [MPa]}$$

$$p_{st1b} \quad [\text{MPa}] \quad - \text{ stykový tlak čepu č. 1}$$

### Kontrola napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{4F_{celk} \cdot (2a_1 + b_1)}{\pi \cdot d_{\check{c}1}^3} \leq \sigma_{DO1} \quad (4.8)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{4 \cdot 400\,000 \cdot (2 \cdot 40 + 60)}{\pi \cdot 80^3} \leq \sigma_{DO1}$$

$$139,26 \text{ [MPa]} \leq 330 \text{ [MPa]}$$

### Kontrola napětí ve střihu

$$\tau_{S1} = \frac{2F_{celk}}{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2} \leq \tau_{DO1} \quad (4.9)$$

$$\tau_{S1} = \frac{2 \cdot 400\,000}{\pi \cdot 80^2} \leq \tau_{DO1}$$

$$39,79 \text{ [MPa]} \leq 99 \text{ [MPa]}$$

### Výsledné redukováné napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3\tau_{S1}^2} \leq \sigma_{DO1} \quad (4.10)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{139,26^2 + 3 \cdot 39,79^2} \leq 330$$

$$\sigma_{RED} = 155,38 \text{ [MPa]} \leq 330 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{RED} \quad [\text{MPa}] \quad - \text{ redukovované napětí}$$

## 4.2 Návrhový výpočet čepového spoje č. 2

Čep slouží pro uchycení víka hydraulického válce a přesouvacího zařízení. Materiál čepu volím 42CrMo4. Mez kluzu této oceli je  $R_{e \min} = 650$  MPa a mez pevnosti  $R_m = 900 - 1\,100$  MPa. Součinitel bezpečnosti  $k_s$  volím 2. Maximální tlak  $p_{D2} = 90$  MPa volím dle použitého materiálu.

Výpočet dovoleného napětí v ohybu

$$\sigma_{D02} \cong \frac{0,6 \cdot R_m}{k_s} \quad (4.11)$$

$$\sigma_{D02} \cong \frac{0,6 \cdot 1\,100}{2} = 330 \text{ [MPa]}$$

$\sigma_{D02}$  [MPa] - dovolené napětí v ohybu čepu č. 2

$$\tau_{D02} \cong 0,6 \cdot \frac{\sigma_{D02}}{k_s} \quad (4.12)$$

$$\tau_{D02} \cong 0,6 \cdot \frac{330}{2} = 99 \text{ [MPa]}$$

$\tau_{D02}$  [MPa] - dovolené napětí ve střihu čepu č. 2

### Maximální ohybový moment

$$M_{O_{MAX2}} = \frac{F_{celk}}{8} \cdot (2a_2 + b_2) \quad (4.13)$$

$$M_{O_{MAX2}} = \frac{400\,000}{8} \cdot (2 \cdot 65 + 65) = 9\,750\,000 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$M_{O_{MAX2}}$  [N.mm] - maximální ohybový moment čepu č. 2

$a_2$  [mm] - šířka konzoly č. 2

$b_2$  [mm] - šířka hydraulického oka č. 2

### Návrh průměru čepu

$$\sigma_o = \frac{M_{oMAX2}}{W_o} \leq \sigma_{D02} \quad (4.14)$$

$$\sigma_{D02} = \frac{M_{oMAX2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}2}^3}{32}} \Rightarrow d_{\check{c}1} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oMAX2}}{\pi \cdot \sigma_{D02}}}$$

$$d_{\check{c}2} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 9\,750\,000}{\pi \cdot 330}} \geq 67,01 \text{ [mm]}$$

Volím průměr čepu  $d_{\check{c}2} = 80 \text{ mm}$ .

$d_{\check{c}2}$  [mm] - průměr čepu č. 2

### Kontrola čepu na otlačení

$$p_{st2a} = \frac{F_{celk}}{d_{\check{c}2} \cdot a_2} \leq p_{D2} \quad (4.15)$$

$$p_{st2a} = \frac{400\,000}{80 \cdot 65}$$

$$76,92 \text{ [MPa]} \leq 90 \text{ [MPa]}$$

$p_{st2a}$  [MPa] - stykový tlak čepu č. 2

$S_2$  [mm<sup>2</sup>] - plocha průřezu čepu č. 2

$p_{D2}$  [MPa] - dovolené otlačení čepu č. 2

$$p_{st2b} = \frac{F_{celk}}{d_{\check{c}1} \cdot b_2} \leq p_D \quad (4.16)$$

$$p_{st2b} = \frac{400\,000}{80 \cdot 65}$$

$$76,92 \text{ [MPa]} \leq 90 \text{ [MPa]}$$

$p_{st2b}$  [MPa] - stykový tlak čepu č. 2

### Kontrola napětí v ohybu

$$\sigma_{o2} = \frac{4F_{celk} \cdot (2a_2 + b_2)}{\pi \cdot d_{\check{c}2}^3} \leq \sigma_{D01} \quad (4.17)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{4 \cdot 400\,000 \cdot (2 \cdot 65 + 65)}{\pi \cdot 80^3} \leq \sigma_{D01}$$

$$193,97 \text{ [MPa]} \leq 330 \text{ [MPa]}$$

### Kontrola napětí ve střihu

$$\tau_{S2} = \frac{2F_{celk}}{\pi \cdot d_{\xi 2}^2} \leq \tau_{DO1} \quad (4.18)$$

$$\tau_{S2} = \frac{2 \cdot 400\,000}{\pi \cdot 80^2} \leq \tau_{DO1}$$

$$39,79 \text{ [MPa]} \leq 99 \text{ [MPa]}$$

### Výsledné redukováné napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau_{S2}^2} \leq \sigma_{DO1} \quad (4.19)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{193,97^2 + 3 \cdot 39,79^2} \leq 330$$

$$\sigma_{RED} = 205,85 \text{ [MPa]} \leq 330 \text{ [MPa]}$$

## 4.3 Návrhový výpočet hydraulického válce č. 1

Hydraulický válec má průměr pístu 139 mm.

### Vypočteme si skutečnou sílu válce

$$F_{Skut.H1} = p_1 \cdot S_{V1} = p_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{skut.H1}^2}{4} \quad (4.20)$$

$$F_{Skut.H1} = 32 \cdot \frac{\pi \cdot 139^2}{4} = 485\,589,7 \text{ [N]}$$

$p_1$	[MPa]	- pracovní tlak č. 1
$S_{V1}$	[mm <sup>2</sup> ]	- plocha pístu č. 1
$d_{skut.H1}$	[mm]	- průměr pístu č. 1
$F_{skut.H1}$	[N]	- skutečná síla válce č. 1

### Výpočet pístnice

Materiál pístnice volím 11 700, mez kluzu tohoto materiálu je  $R_e = 345 \text{ MPa}$ .

Bezpečnostní koeficient  $k_s$  jsem zvolil 2.

$$\sigma_{DOV.P.1} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{345}{2} = 172,5 \text{ [MPa]} \quad (4.21)$$

$\sigma_{DOV.P.1}$	[MPa]	- dovolené napětí v ohybu č. 1
$R_e$	[MPa]	- mez kluzu



### Výpočet nejmenšího dovoleného průměru pístnice

$$d_{p1} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{skut.H1}}}{\pi \cdot \sigma_{\text{DOV.P.1}}}} \quad (4.22)$$

$$d_{p1} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 485\,589,7}{\pi \cdot 172,5}} = 59,86 \text{ [mm]}$$

$d_{p1}$  [mm] - nejmenší dovolený průměr pístnice č. 1

Průměr pístnice vyhovuje mému konstrukčnímu řešení. Zvolen průměr 70 mm.

### Kontrola pístnice na vzpěr

$$J_{z1} = \frac{\pi \cdot d_{v1}^4}{64} \quad (4.23)$$

$$J_{z1} = \frac{\pi \cdot 0,07^4}{64} = 1,17 \cdot 10^{-6} \text{ [mm}^4\text{]}$$

$J_{z1}$  [mm<sup>4</sup>] - kvadratický moment průřezu č. 1

$d_{v1}$  [mm] - průměr pístnice č. 1

### Štíhlost prutu

$$\lambda_1 = l_1 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot d_{v1}^2}{J_{z1}}} \quad (4.24)$$

$$\lambda_1 = 1,197 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot 0,07^2}{1,17 \cdot 10^{-6}}} = 137,30 \text{ [-]}$$

$\lambda_1$  [-] - štíhlost prutu č. 1

$l_1$  [mm] - délka prutu (pístnice) č. 1

### Kritická štíhlost

$$\lambda_{k1} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{\text{DOV.P.1}}}} \quad (4.25)$$

$\alpha = \pi$ , určují vazby v koncích pístní tyče, vetknutí.

$$\lambda_{k1} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11}}{835 \cdot 10^6}} = 49,82 \text{ [-]}$$

$\lambda_{k1}$  [-] - kritická štíhlost č. 1

$E$  [MPa] - modul pružnosti v tahu

### Výpočet minimální tloušťky stěny válce

Materiál stěny válce volím ocel ST52 DIN2448.

Mez kluzu tohoto materiálu je  $R_e = 355 \text{ MPa}$ .

$$\sigma_{\text{Dov.H1}} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{355}{1,7} = 208 \text{ [MPa]} \quad (4.26)$$

$\sigma_{\text{Dov.H1}}$  [MPa] - dovolené napětí v ohybu válce č. 1

$$t_{\text{MIN1}} = \frac{p \cdot D_1}{2 \cdot (\sigma_{\text{Dov.H1}} - p)} \quad (4.27)$$

$$t_{\text{MIN1}} = \frac{32 \cdot 140}{2 \cdot (208 - 32)} = 12,72 \text{ [mm]}$$

$t_{\text{MIN1}}$  [mm] - minimální tloušťka stěny válce č. 1

$D_1$  [mm] - vnitřní průměr válce č. 1

Podmínka byla splněna. Konstrukční řešení má tloušťku stěny válce 15 mm.

### 4.4 Návrhový výpočet hydraulického válce č. 2

Hydraulický válec má průměr pístu 109 mm.

#### Vypočteme si skutečnou sílu válce

$$F_{\text{Skut.H2}} = p_2 \cdot S_{V2} = p_2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{skut.H2}}^2}{4} \quad (4.28)$$

$$F_{\text{Skut.H2}} = 32 \cdot \frac{\pi \cdot 109^2}{4} = 298\,602, \text{ [N]}$$

$F_{\text{Skut.H2}}$  [N] - skutečná síla válce č. 2

$d_{\text{skut.H2}}$  [mm] - průměr pístu č. 2

$p_2$  [MPa] - pracovní tlak č. 2

$S_{V2}$  [mm<sup>2</sup>] - plocha pístu č. 2

## Výpočet pístnice

Materiál pístnice volím 11 700, mez kluzu tohoto materiálu je  $R_e = 345 \text{ MPa}$ .

Bezpečnostní koeficient  $k_s$  jsem zvolil 2.

$$\sigma_{\text{DOV.P.2}} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{345}{2} = 115 \text{ [MPa]} \quad (4.29)$$

$\sigma_{\text{DOV.P.2}}$  [MPa] - dovolené napětí v ohybu č. 2

## Výpočet nejmenšího dovoleného průměru pístnice

$$d_{p2} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{skut.H2}}}{\pi \cdot \sigma_{\text{DOV.P.2}}}} \quad (4.30)$$

$$d_{p2} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 298\,602}{\pi \cdot 115}} = 57,49 \text{ [mm]}$$

$d_{p2}$  [mm] - nejmenší průměr pístnice č. 2

Průměr pístnice vyhovuje mému konstrukčnímu řešení. Zvolen průměr 70 mm.

## Kontrola pístnice na vzpěr

$$J_{z2} = \frac{\pi \cdot d_{v2}^4}{64} \quad (4.31)$$

$$J_{z2} = \frac{\pi \cdot 0,07^4}{64} = 1,17 \cdot 10^{-6} \text{ [mm}^4\text{]}$$

$J_{z2}$  [mm<sup>4</sup>] - kvadratický moment průřezu č. 2

$d_{v2}$  [mm] - průměr pístnice č. 2

## Štíhlost prutu

$$\lambda_2 = l_2 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot d_{v2}^2}{J_z}} \quad (4.32)$$

$$\lambda_2 = 0,466 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot 0,07^2}{1,17 \cdot 10^{-6}}} = 53,45 \text{ [-]}$$

$\lambda_2$  [-] - štíhlost prutu č. 2

$l_2$  [mm] - délka prutu (pístnice) č. 2

### Kritická štíhlost

$$\lambda_{k2} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{DOV.P.1}}} \quad (4.33)$$

$\alpha = \pi$ , určují vazby v koncích pístní tyče, vetknutí.

$$\lambda_{k2} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11}}{835 \cdot 10^6}} = 49,82 [-]$$

$\lambda_{k2} \quad [-]$  - kritická štíhlost č. 2

### Výpočet minimální tloušťky stěny válce

Materiál stěny válce volím ocel ST52 DIN2448.

Mez kluzu tohoto materiálu je  $R_e = 355$  MPa.

$$t_{MIN2} = \frac{p \cdot D_2}{2 \cdot (\sigma_{DOV.H2} - p)} \quad (4.34)$$

$$t_{MIN2} = \frac{32 \cdot 110}{2 \cdot (177,5 - 32)} = 12 \text{ [mm]}$$

$t_{MIN2} \quad [\text{mm}]$  - minimální tloušťka stěny válce

$D_2 \quad [\text{mm}]$  - vnitřní průměr válce

Podmínka byla splněna. Konstrukční řešení má tloušťku stěny válce 20 mm.

## 4.5 Kontrola šroubového úchyty hydraulického válce č. 2

Zkontrolujeme šroubové spojení, které spojuje most základového rámu a nadzvedávací zařízení. Tento šroubový spoj je zatěžován silou 300 000 N. V případě, že dochází k posunu celé mechanizované výztuže k dobývací stěně. Mým cílem je navrhnout takové šroubové spojení, které musí být dostatečně odolné (práce v extrémních podmínkách). V případě destrukce šroubového spojení by nemohlo dojít k posunutí mechanizované výztuže. Což by mělo za následek zastavení celé těžby a to by znamenalo obrovskou finanční ztrátu. Pro navrhovaný šroub volím třídu pevnosti 10.9, která má hodnotu meze kluzu  $R_e = 900$  MPa. Součinitel tření mezi materiály má hodnotu  $f_z = 0,15 [-]$ . Představuje styk ocel – ocel.

### Tečná síla působící na šroubový spoj

$$F_t = 300\,000\text{ N}$$

$$F_t \quad [\text{N}] \quad - \text{tečná síla}$$

### Výpočet osově síly působící na šroubový spoj

$$F_{p1} = 1,2 \cdot \frac{F_t}{i} \quad (4.35)$$

$$F_{p1} = 1,2 \cdot \frac{300\,000}{8} = 45\,000\text{ [N]}$$

$$F_{p1} \quad [\text{N}] \quad - \text{osová síla působící na šroub}$$

### Výpočet nejmenšího průměru šroubu

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dt} \quad (4.36)$$

$$\frac{F_{p1}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \leq \frac{R_e}{k_s}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot k_s \cdot F_{p1}}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,7 \cdot 45\,000}{\pi \cdot 900}} = 10,4 \gg 14,933\text{ [mm]}$$

$$\sigma_t \quad [\text{MPa}] \quad - \text{napětí v tahu}$$

$$\sigma_{Dt} \quad [\text{MPa}] \quad - \text{dovolené napětí v tahu}$$

Volím šroub M18 x 2,5.

Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr závitu - jmenovitá velikost	d	18	[mm]
Střední průměr závitu	d <sub>2</sub>	16,376	[mm]
Malý průměr závitu	d <sub>3</sub>	14,933	[mm]
Rozteč	P	2,5	[mm]
Stoupání	P <sub>h</sub>	2,5	[mm]
Úhel profilu	α	60	[°]
výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	H	2,16506351	[mm]
Zaoblení dna závitu	R <sub>z</sub>	0,360843902	[mm]

$$F_{p1} \leq F_T \quad (4.37)$$

$$k \cdot F_{p1} \leq F_o \cdot f$$

$$F_o = \frac{k \cdot F_{p1}}{f}$$

$$F_o = \frac{1,5 \cdot 45\,000}{0,76} = 88\,815,79 \text{ [N]}$$

$F_o$	[N]	- osová síla šroubu
$k$	[-]	- mez prokluzu spojovaných součástí
$f$	[-]	- součinitel smykového tření

#### Výpočet napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \quad (4.38)$$

$$\sigma_t = \frac{88\,815,79}{\pi \cdot \left(\frac{14,933}{2}\right)^2} = 507 \text{ [MPa]}$$

#### Výpočet napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad (4.39)$$

$$\tau_K = \frac{88\,815,79 \cdot \operatorname{tg}(2,78 + 9,82) \cdot \frac{16,376}{2}}{\frac{\pi \cdot 14,933^3}{16}} = 248,61 \text{ [MPa]}$$

$M_k$	[N.m]	- zatěžující krouticí moment
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	- modul průřezu v krutu

#### Výpočet úhlu stoupání

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{2,5}{\pi \cdot 16,376} = 2,78 \text{ [°]} \quad (4.40)$$

$\psi$	[°]	- úhel stoupání
--------	-----	-----------------

### Výpočet úhlu tření

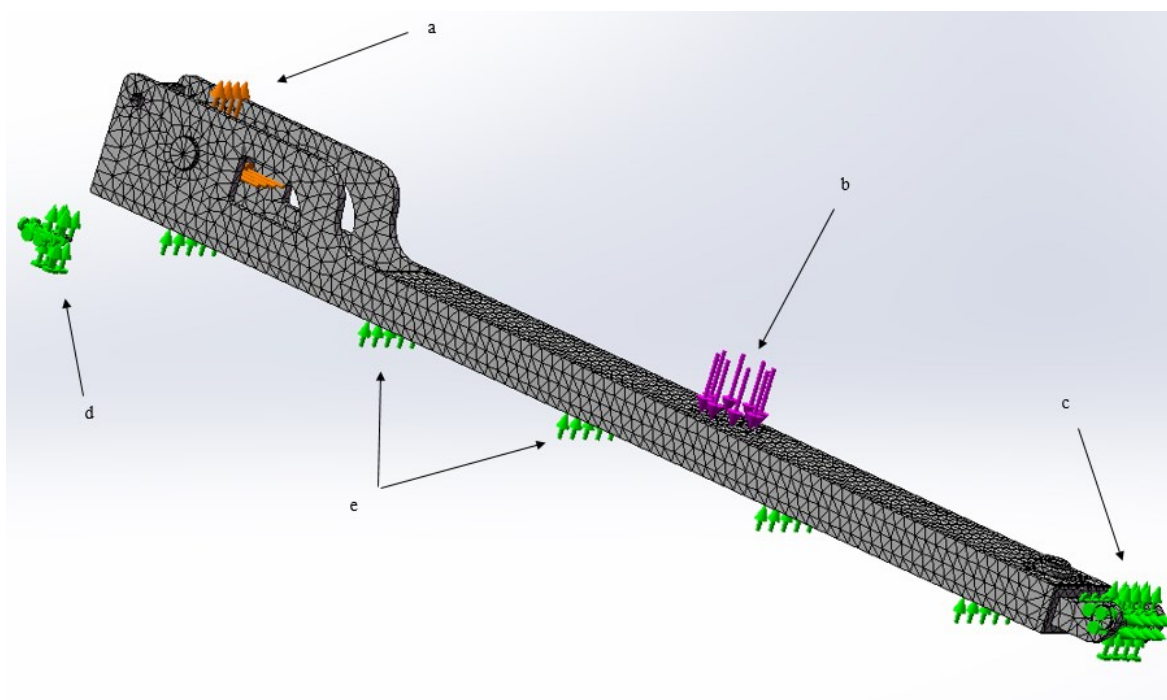
$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,82 [^\circ] \quad (4.41)$$

$\varphi'$       $[^\circ]$              - úhel tření  
 $f_z$       $[-]$              - součinitel tření

## 4.6 Kontrola přesouvacího zařízení

### Pevnostní analýza

Pevnostní výpočet byl proveden v programu Solidworks 2015. V daném modelu sestavy byl vytvořen síťovaný model, viz obrázek č. 24.

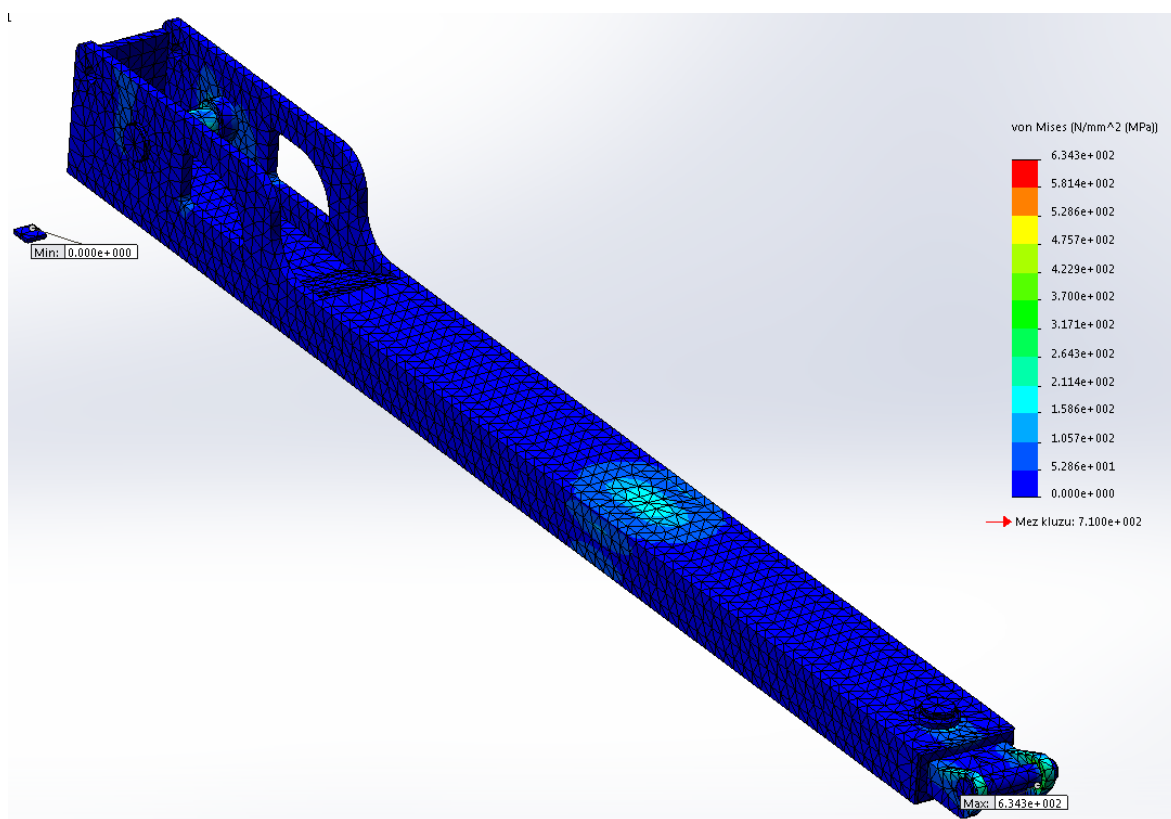


Obr. 24 Síťovaný model sestavy

- a) síla působící od hydr. válce; b) síla působící od nadzvedávacího zařízení;  
c) pevná vazba; d) pevná vazba; e) posuvná vazba

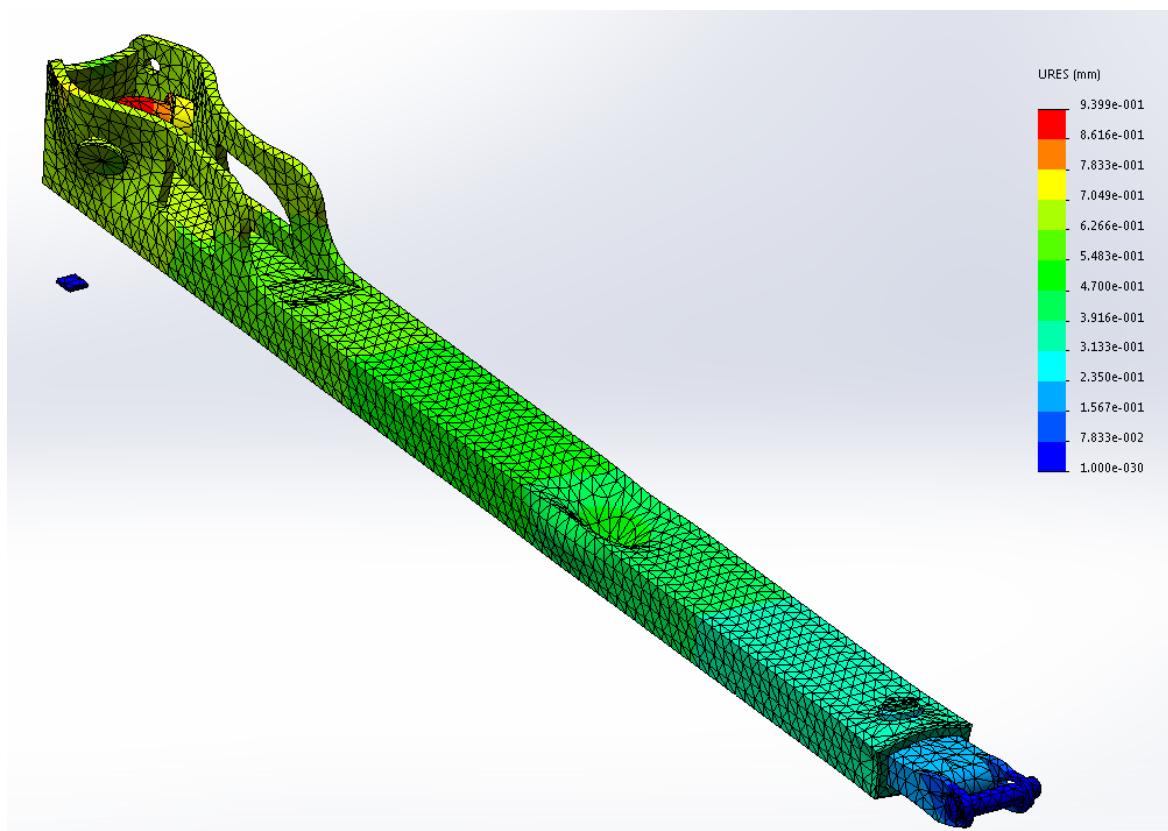
Přesouvacímu zařízení jsem přidělil vazby, které by měly nejlépe vystihovat reálné působení sil. Hned na začátku mé pevnostní analýzy jsem si zvolil, kde by bylo nejoptimálnější umístit vazby. V bodě c, jsem si zvolil vazbu pevnou a to z důvodů, že zařízení je v tomto místě připojeno k hřeblovému dopravníku a je tedy zamezeno jeho pohybu. Dále je pevná vazba umístěna v bodě d. Jedná se o pomocnou desku, která plní funkci podložky. Zespod přesouvacího zařízení je umístěna vazba posuvná, která je rovnoběžná s deskou d. Touto vazbou je zaručen posun při působení síly z hydraulického válce.

V bodě a působí síla, kterou vyvine hydraulický válec. Tato síla dosahuje hodnoty 400 000 N a směřuje na čep č. 2 pod úhlem 18°. Poslední síla, která působí na mé zařízení, je síla od nadzvedávacího zařízení. Jedná se o sílu velikost 300 000 N, která působí kolmo k povrchu zařízení.



Obr. 25 Napětí (-von Mises-)





Obr. 26 Posunutí v měřítku 367,173 : 1

## Výsledek

Za pomoci pevnostní analýzy byla zjištěna konkrétní místa, kde se koncentruje maximální napětí. Maximální výsledné napětí se projevilo na uchycení dopravníku. Volím proto, aby na úchyt dopravníku byl použit materiál S960QL, který má mez kluzu  $R_e = 960$  MPa. Pro zbytek přesouvacího zařízení použiji materiál S690QL s mezí kluzu  $R_{e \min} = 690$ .

## 5. Závěr

V této bakalářské práci bylo navrženo přesouvací a nadvědávací zařízení, které slouží pro přesunutí důlní mechanizované výztuže a také pro přesun hřeblového dopravníku k dobývacímu pluhu či kombajnu. V úvodní části jsme se seznámili s pojmem důlní mechanizovaná výztuž a poté si rozebrali různé typy přesouvacích a nadvědávacích zařízení. Poté byly stanoveny okrajové podmínky a požadavky, které musí být splněny. Dalším krokem byla specifikace konstrukčního řešení, po kterém následovaly početní řešení zakončené MKP analýzou v programech Autodesk Inventor 2015 a Solidworks 2015. Součástí práce je také výkresová dokumentace, která obsahuje výkresy sestav těchto zařízení.

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. za trpělivost při vedení mé bakalářské práce. A Ing. Richardu Zygulovi za trpělivost, cenné rady, podněty a celkové vedení při zpracování mé bakalářské práce.

Pavel Boháč

## 6. Seznam použité literatury

- [1] GONDEK, Horst; ŠEVČÍK, Arnošt. *Těžební a zpracovatelské stroje I.*  
Ostrava: VŠB-TU, 2006. 128 s. ISBN 80-248-1040-9
- [2] SCHELLONG, Lubomír; ŠEVČÍK, Arnošt. *Technologie a technická zařízení  
dobývání v porubech hlubinných dolů.*  
Ostrava: VŠB-TU, 2008. 131 s. ISBN 978-80-248-1687-6
- [3] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky.* Páté upravené vydání.  
Úvaly: ALBRA, 2011. 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací.*  
Ostrava: VŠB-TU, 2007. 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů.*  
Ostrava: VŠB-TU, 2010. 128 s. ISBN 978-80-248-1960-3
- [6] LLC Yurginsky machine engineering plant [online]. 2015 [cit. 2015-04-07]. Popis  
mechanizované výztuže. Dostupné z: <<http://eng.yumz.ru/product/mine/krepi/>>
- [7] Colorado [online]. 2015 [cit. 2015-04-07]  
Metoda longwall. Dostupné z < [http://mining.state.co.us/Programs/Coal/Pages/Coal  
Mine.aspx](http://mining.state.co.us/Programs/Coal/Pages/CoalMine.aspx)>
- [8] Becker-Warkop Sp. z. o. o. [online]. 2015 [cit. 2015-04-07]. Nadzvedávací  
zařízení. Dostupné z: < <http://www.becker-mining.com.pl/images/ob3b.jpg> >
- [9] Ostroj a.s. [online]. 2015 [cit. 2015-04-07]. Mechanizovaná výztuž. Dostupné z:  
< <http://www.ostroj.cz/mechanizovane-vyztuze> >
- [10] Becker-Warkop Sp. z. o. o. [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Přesouvací a  
nadzvedávací zařízení. Dostupné z: < [http://www.becker-  
mining.com.pl/images/ob1b.jpg](http://www.becker-mining.com.pl/images/ob1b.jpg) >
- [11] YUMZ, Russia [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Přesouvací zařízení. Dostupné z:  
< [http://eng.yumz.ru/product/mine/krepi/2y\\_12\\_25/](http://eng.yumz.ru/product/mine/krepi/2y_12_25/) >
- [12] HBz a.s. [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Přesouvací zařízení. Dostupné z:  
< <http://www.bme.sk/index.php?page=banska-mechanizovana-vystuz-bmv-10> >
- [13] Technet.cz [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Nadzvedávací zařízení. Dostupné z:  
<[http://technet.idnes.cz/foto.aspx?r=tec\\_reportaze&c=A130827\\_175240\\_tec\\_report  
aze\\_rja&foto=RJA4d139d\\_IMG\\_9796.JPG](http://technet.idnes.cz/foto.aspx?r=tec_reportaze&c=A130827_175240_tec_reportaze_rja&foto=RJA4d139d_IMG_9796.JPG) >
- [14] Alta a. s. [online]. 2015 [cit. 2015-04-20]. Nadzvedávací zařízení. Dostupné z:  
<[http://www.alta.cz/vyroba-a-obchod/tezebni-prumysl/tezebni-  
komplexy/mechanizovane-komplexy-pro-tezbu-ve-stredne-mocnych-slojich](http://www.alta.cz/vyroba-a-obchod/tezebni-prumysl/tezebni-komplexy/mechanizovane-komplexy-pro-tezbu-ve-stredne-mocnych-slojich) >

## 7. Seznam příloh

Příloha A	Výkres sestavy základového rámu včetně příslušenství (č. v. BOH0062-S00)
Příloha B	Výkres sestavy přesouvacího zařízení (č. v. BOH0062-S01)
Příloha C	Výkres sestavy hydraulického válce (č. v. BOH0062-S02)
Příloha D	Výkres sestavy nadzvedávacího zařízení (č. v. BOH0062-S03)
Příloha E	CD obsahující: <ul style="list-style-type: none"><li>• Bakalářská práce ve formátu .pdf</li><li>• 3D modely ve formátu .stp</li><li>• výkresy sestav ve formátu .pdf</li></ul>